

# 起重機軌道壓板受力之研究

## STUDY OF RAIL CLIP USED FOR CRANE

劉正良\* 鍾添東\*\* 蔡超群†

Cheng-Liang Liu Tien-Tung Chung Chao-Chun Tsai

\*教授 \*\*副教授 †碩士  
國立台灣大學機械工程學系

\*Professor \*\*Associate Professor †M.Sc.,

Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, Taipei, Taiwan 10617, R.O.C.

### Abstract

Save moving of crane on rails depends on the strength of rail clips that fix the rails. Select rail clips from catalogues seems to be the only way that industry does. However, catalogues and related researches provide insufficient information about stress analysis and safety evaluation which support proper use of rail clips.

This research attempts to derive total forces applied on rail clips. ANSYS is used to analyze stresses in rail clips. The strength of some different rail clips existed on the market are analyzed. The analyzing procedure thus help designers select proper rail clips or establish an industrial standard or a national standard in the future.

**Keywords:** crane, rail clips, design standard.

### 摘要

起重機是否能在軌道上安全的行走，軌道之穩固安置極為重要，而軌道之安置則完全靠軌道壓板能否安全穩固的固定住鋼軌。目前業界對軌道壓板的使用，僅依靠廠商所提供的型錄選用，而型錄均缺乏壓板之受力分析與模擬資料，工業界亦缺乏相關的規範與標準。本研究即是由起重機軌道之受力，推導出起重機軌道壓板所受之外力，藉由套裝軟體 ANSYS 建構分析模型，求出壓板各部位之應力分佈，並分析市售各式壓板之強度，冀提供給壓板相關業者設計及分析程序或制定工業規範或國家標準之參考。

**關鍵詞：**起重機、軌道壓板、設計規範。

## 1. 引言

在工業界起重機廣泛使用於產品之搬運任務，因操作頻率高、荷重需求較大，且危險性較高，如何防止意外事故之發生，為起重機設計之首要工作。架空移動式起重機不但是起重機之代表者，而且在製造數量上也佔有各式起重機之半數以上。其機能是裝備著具有適當速度的捲揚、縱行、橫行之裝置，以達到廣大之起重範圍，舉凡機械工廠、鑄造工廠、煉鋼場、發電廠、倉庫等場所，均為不可或缺之設備。

起重機屬於危險設備，其結構體之設計、製造及檢驗各國均有國家標準規範，而唯獨支撐起重機之軌道固定壓板則未見有任何設計或工業標準規範之。而起重機之安全事故中，許多是由於軌道壓板固定失效而產生者。使用強度不足之軌道壓板，輕微者可導致鋼軌無法緊固，造成軌道扭曲變形，嚴重者起重機可能脫軌，造成重大事故。反之，若選用太保守，則有些軌道綿延數公里，其使用壓板數量相當龐大，因而

增加不少成本。因此，如何在安全之條件下，選用或設計適當之軌道壓板，實應予以合理之規範。

有鑑於市面上產售之軌道壓板，其型錄僅對應於某種型號之鋼軌提供使用建議，而其所推薦之壓板，並未對壓板受力及所能承受應力有所規範，故無法區隔高負荷低頻率與高頻率低負荷之使用情況。因此，本研究即擬對軌道壓板之受力及應力分佈進行研究，冀對壓板提供一套合理之分析方法及設計規範，最後，並對市售之壓板進行性能評估。

對起重機之各組成部份提供設計與計算方法者，如須藤敏男與石川七男 [1]，從電動機、槽輪、鋼絲索、耳軸、吊鉤、車輪、軌條、絞筒、齒輪、軸、鍵、軸連結器、軸承、桁樑構架等，提供相當詳盡的理論計算基礎與設計規範，但對於軌道壓板這部分僅提及鋼軌由鉤頭釘 (hook-head spike) 或螺旋釘 (screw spike) 固定之方式，卻未提及鋼軌類別與固定釘之對應尺寸、鋪設之節距及軌道與固定釘之受力分析。

真島卯太郎 [2] 對軌道跨距公差、高低差、斜度差及波狀起伏公差提供有安裝參考數據，且對軌道使用過程中精度降低之原因提出說明，對壓板安裝則建議盡量選用較易修正補償的壓板型式，以利壓板發生疲勞破壞時可做補正施工，唯仍無強度設計之依據可供參考。

在 Gantrex 廠牌軌道壓板型錄中 [3]，對於選用該公司所推薦之壓板，僅係依照型錄規範中鋼軌尺寸，再搭配橫向力大小，選用不同等級的螺栓，其產品強調有吸震橡膠鼻，可搭配彈性墊片降低震動吸收噪音之功能，但對壓板所受外力及壓板各部位應力分佈情形，並沒有提供資料。

Atlantic Track & Turnout 廠家 [4] 對於壓板之選用，係依照 ASCE、CRANE、AREA、ARA-A 及 ARA-B 標準的各式鋼軌尺寸型號，使用者僅需依使用環境、場所、用途等選用該公司推薦的壓板，唯亦缺乏壓板之受力計算及壓板之應力分析。

在賴永坤之論文中 [5] 對於高速鐵路軌道結構在等速列車移動荷重作用下，推論鋼軌之運動方程式，計算鋼軌之變位、彎矩、剪力等，但對於軌夾 (rail-fastening) 所受外力則未進一步計算，又該論文所討論車行速度為 97.22m/sec，軌道間距在 2.5m 以內者，與起重機走行速度最大不超過 16m/sec，軌道間距往往超過 10m 者甚不相同。其它有關軌夾的專利中 [6~10] 曾個別提及容易安裝、允許調整位置、可彈性移位及吸收震動等特徵，但均無起重機壓板受力之分析。

鑑於起重機業者大多仰賴外國製造商所提供之目錄規範，且從事軌道壓板之研究甚少，壓板受力及應力分佈缺乏相關資訊，故本研究之目的，即在統籌起重機之各種負荷，分析起重機軌道所承受的鉛直力、縱向力與橫向力，進而求出壓板所受的外力，透過有限元素套裝軟體 ANSYS 建立分析模型，求出應力分佈情況，評估軌道壓板之安全性，進而分析現有壓板，冀提供分析方法給從事起重機設計業者及使用者參考，盼能進一步促成國家標準之產生。

## 2. 軌道受力分析

架空移動起重機 (overhead travelling crane) 或橋型起重機 (gantry crane) 以吊鉤、抓斗或磁性吸盤等，將物體提升，經由桁架將荷重傳到車輪，藉車輪與鋼軌接觸，使所承受負荷由鋼軌、軌道壓板、結構樑柱等傳到地面。以下將對起重機軌道受力作分析，各專有名詞均參照 CNS 中國國家標準 [11~13] 引述。

如圖 1，是設置於工廠或倉庫等建築物之架空移

動起重機，在廠房立柱上縱向架設結構樑，鋼軌鋪設於結構樑上，車輪支撐鞍架行走於鋼軌上，及桁架連結兩端之鞍架成為架空結構體，桁架上設有吊運車行走，吊運車可經由一鋼索拉升負荷。

圖 2 為一橋型起重機，具有鋪設於地面之鋼軌，鋼軌上有車輪行走，整台起重機包括腳架、桁架、吊運車及荷重之重量均壓在車輪上。

在分析起重機軌道壓板受力之前，需要先掌握作用於起重機之各種外力，如驅動力、行駛阻力、與鉛直荷重等。根據這些力的作用，建立軌道的受力狀況，進而對壓板從事設計、分析與評估。以下將軌道所受之作用力分三方向予以分析，即縱向 (Y 方向) 受力、橫向 (X 方向) 受力與鉛直 (Z 方向) 受力，如圖 3 所示。

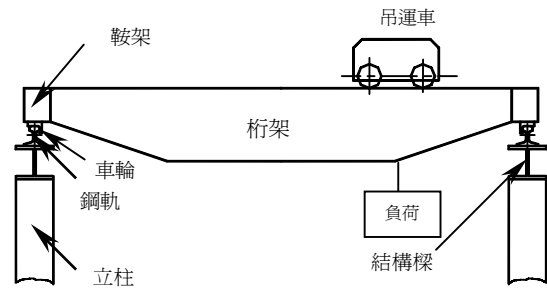


圖 1 架空移動起重機  
Fig. 1 Overhead traveling crane

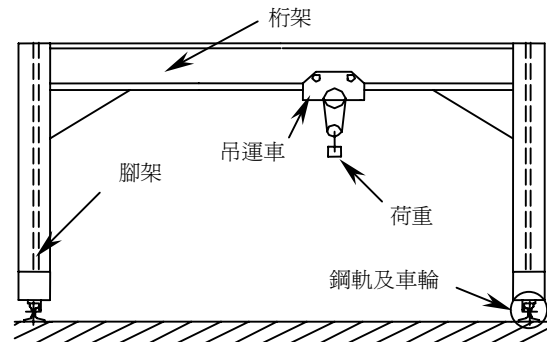


圖 2 橋型起重機  
Fig. 2 Bridge crane

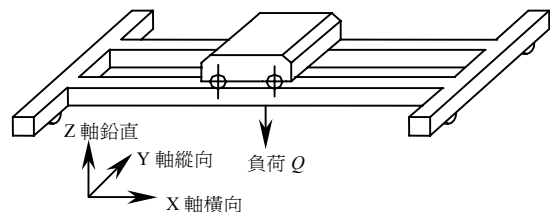


圖 3 縱向、橫向與鉛直座標圖  
Fig. 3 Coordinate of overhead crane

起重機在靜態時，其軌道僅受到本身的自重、額定負荷、桁架重心位置等；而在動態時，則受到負載升降、起動加速、車輪踏面不圓、鋼軌踏面不平、鋼軌接縫起伏等的影響，造成起重機的衝擊與震動。依

中國國家標準 [14]，針對起重機之作業時間率及負荷率，可將起重機分為 I、II、III、IV 類，如表 1 所列。

又若對起重機之作業時間率及負荷率不甚清楚時，亦可依用途劃定其所屬類別，如表 2 所示。

表 1 起重機之分類 [14]  
Table 1 Classification of crane

作業時間率		小	中	大	超大
壽命 (次) 負荷率		長時間停用或少量不規則使用，未滿 $10^5$ 次	間歇性之規則使用 $10^5 \sim 6 \times 10^5$ 次	激烈頻率之規則使用 $6 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$ 次	激烈頻率之連續使用 $2 \times 10^6$ 次以上
輕	較少懸吊額定負荷，通常懸吊額定負荷之 1/3 以下者	I	I	II	III
中	有時懸吊額定負荷，通常懸吊額定負荷之 1/3 ~ 2/3 者	I	II	III	IV
重	經常懸吊額定負荷者	II	III	IV	IV

表 2 起重機之分類舉例 [14]  
Table 2 Classification of crane by its use

起重機之種類	用途	類別
架空移動起重機	倉庫用、材料儲存場用、機械與組配工廠用、一般產業用	II 或 III
	煉鋼場用高架起重機	II 或 III
	附抓斗、附電磁式起重機	III 或 IV
	附叉式起重機	III 或 IV
	鑄造起重機	IV
	拆卸用起重機、焗爐起重機	IV
	加料起重機	III 或 IV
	鍛造起重機	IV
橋型起重機	發電廠用、分解檢查用起重機	I
	組配場用、材料廠用起重機	II 或 III
	成品積置用、貨櫃用起重機	III
	附抓斗、附電磁式起重機	III 或 IV
	卸載機	IV

而動態情況下產生的負荷應為靜態負荷乘以衝擊係數  $\Psi$  及作業係數  $M$ 。依表 1 中之起重機分類，衝擊係數  $\Psi$  及作業係數  $M$  之值，可選定如表 3 [14]。

表 3 起重機衝擊係數與作業係數 [14]

Table 3 The impact coefficient and operation coefficient of crane

起重機分類	I	II	III	IV
衝擊係數 $\Psi$	1.1	1.25	1.4	1.6
作業係數 $M$	1.0	1.05	1.1	1.2

2.1 軌道鉛直方向受力分析

架空移動式起重機包含桁架  $U$ 、吊運車  $G_0$ 、額定負荷  $Q$  等均由鉛直方向作用於車輪，如圖 4 所示。

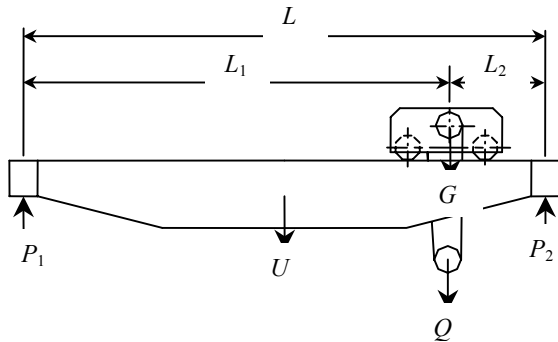


圖 4 架空移動式起重機鉛直負荷圖

Fig. 4 Vertical loading of overhead traveling crane

依圖 4 可得各車輪之最大輪壓為：

$$P_{1\text{MAX}} = M \times \left\{ \frac{U}{n} + \Psi \times \left( \frac{2 \times (Q + G_0)}{n} \times \frac{L_2}{L} \right) \right\} \quad (1)$$

$$P_{2\text{MAX}} = M \times \left\{ \frac{U}{n} + \Psi \times \left( \frac{2 \times (Q + G_0)}{n} \times \frac{L_1}{L} \right) \right\} \quad (2)$$

上式  $U$ ：桁架重量 (噸)

$Q$ ：額定負荷 (噸)

$G_0$ ：吊運車重量 (噸)

$n$ ：縱向走行車輪總數

$P_1$ ：單一車輪左側負荷 (噸)

$P_2$ ：單一車輪右側負荷 (噸)

$L$ ：跨距 (m)

$L_1$ ：吊鉤遠距 (m)

$L_2$ ：吊鉤近距 (m)

$M$ ：作業係數

$\Psi$ ：衝擊係數

由(1)及(2)式雖可精確計算出最大車輪負荷，但有些參數如桁架重量  $U$ 、吊運車重量  $G_0$ 、在設計初期並不知道，唯這些參數已由一些設計便覽依經驗歸納繪製成圖表，或歸納成經驗公式，提供使用者快速簡易便捷之法以粗略估算之，如圖 5 為架空移動式起重機之重量  $W$  (不包含吊運荷重之相關硬體設備重量) 與跨距關係圖 [1]，其中 50/10t 表示主鉤吊重 50 噸，副鉤吊重 10 噸。

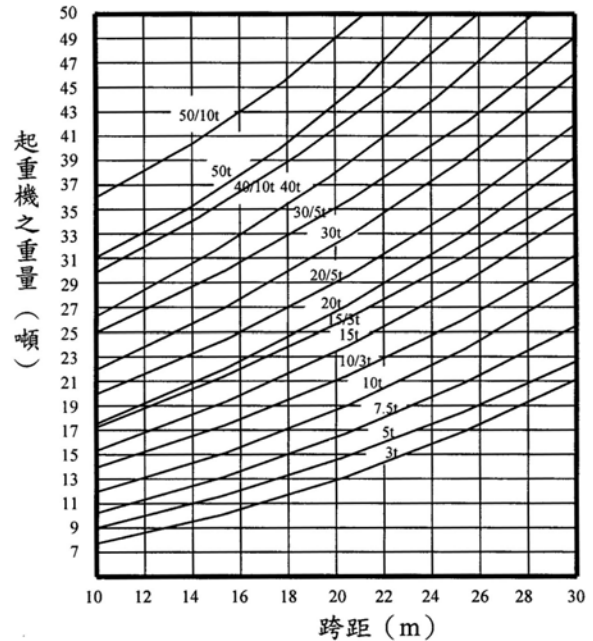


圖 5 起重機之自重估算圖 [1]

Fig. 5 Estimation of crane weight

吊運車重量  $G_0$  與荷重  $Q$  之關係亦可如經驗式(3)所示 [2]：

$$G_0 = (2.5 + Q) / 5 \quad (3)$$

2.2 軌道縱向受力分析

起重機除了克服車輪在鋼軌上之滾動阻力  $F_R$  外，還需能提供克服因強風所引起之空氣阻力  $F_W$  及使起重機加速起動之加速阻力  $F_a$ ，所以縱向行駛之車輪作用於鋼軌上之縱向總力  $F_Y$ ，即可如下式所示：

$$F_Y = F_R + F_W + F_a \quad (4)$$

以下即對這三種力之大小進行探討。

(1) 滾動阻力

鋼軌與車輪接觸導致鋼軌材料在車輪前如同形成一小丘，造成阻力。滾動摩擦係數是車輪在一定條件下滾動，所形成之阻力與車輪輪壓之比，所以，若

知道滾動摩擦係數  $f$  與車輪輪壓，應即可求得該車輪之滾動阻力。設若所有車輪支撐之起重機總重為桁架重量  $U$ 、吊運車重量  $G_0$ 、額定負荷  $Q$  之和，則總滾動阻力  $F_R$  為：

$$F_R = f \times (U + G_0 + Q) \quad (5)$$

在式(5)中，一般軌道與車輪均為鋼材，其滾動摩擦係數  $f$  約為 0.02 ~ 0.04 [15]。故起重機的總滾動阻力  $F_R$  亦可寫為：

$$F_R = (0.02 \sim 0.04) \times (U + G_0 + Q) \quad (6)$$

## (2) 空氣阻力

對於行走於戶外，甚至瀕臨港口或在空曠地面上使用的起重機，在強風吹襲下仍需能正常作業，因此，需考慮風力對起重機所產生的負荷。空氣阻力可概分為壓力與粘滯阻力兩部分。由空氣的粘滯性產生的粘滯阻力，對起重機之影響甚小，一般可忽略不計。

依照中國國家標準 [14]，作業時之風荷重僅考慮風之正向壓力，其最大風速以不超過 16m/sec 為強度設計依據。風力所產生負荷  $F_W$  為風力係數  $C_W$ 、速度壓  $q_W$  (N/m<sup>2</sup>)、受風壓面積  $A_W$  (m<sup>2</sup>) 之乘積，即：

$$F_W = C_W \times q_W \times A_W \quad (7)$$

對空氣阻力計算式(7)中之風力係數、速度壓與受風壓面積之選用及計算方式如下述。

(1) 風力係數  $C_W$ ：由結構物形狀之不同可依表 4 求得 [14]。

表 4 中，II 為充實率，為受風面之輪廓所包圍面積與實際迎風構件投影面積之比； $h/L$  為板桁架或箱型桁架之高與長之比。

一般板桁架或箱型桁架，其風力係數  $C_W$  最大值依表 4 可取  $C_W = 1.6$  計算。

表 4 風力係數  $C_W$  [14]

Table 4 Coefficient of wind  $C_W$  [14]

受風面構造形狀			$C_W$
型鋼桁架	II	未滿 0.1	2.0
		0.1 以上未滿 0.3	1.8
		0.3 以上未滿 0.9	1.6
		0.9 以上	2.0
板桁架或箱型桁架	$h/L$	未滿 5	1.2
		5 以上未滿 10	1.3
		10 以上未滿 15	1.4
		15 以上未滿 25	1.6

(2) 速度壓  $q_W$ ：速度壓與風速  $V$  (m/sec) 及距地面之高度  $H_1$  (m) 有關，其關係如下 [14]：

$$q_W = \frac{V^2}{3} \sqrt[4]{H_1} \quad (8)$$

依 CNS 規定 [14]，作業最大風速為 16m/sec，例如以一般起重機桁架距地面高度為 16m 時，代入(8)式可得速度壓為：

$$q_W = \frac{16^2}{3} \sqrt[4]{16} = 170.67 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

(3) 受風壓面積  $A_W$ ：取迎風方向之投影面積  $A_Y$  與被吊物迎風面積  $A_L$  之和，即  $A_W = A_Y + A_L$ 。但被吊物體之形狀並不規則，故可依表 5 取概括值 [14]。

表 5 被吊物之受風壓面積 [14]

Table 5 Wind blow area of loading

被吊物體重量 $Q$ (噸)	受風壓面積 $A_L$ (m <sup>2</sup> )
未滿 5 噸 ( $Q < 5$ )	對每 1 噸之負荷之風壓面積為 1m <sup>2</sup> ，即 $A_L = Q$
5 噸以上 ( $5 \leq Q$ )	超過 5 噸之負荷，每 1 噸增加 0.5m <sup>2</sup> ，即 $A_L = 5 + 0.5 \times (Q - 5)$

綜合上述，可得最大空氣阻力為

$$F_W = C_W \times q_W \times A_W = 1.6 \times 170.67 \times (A_Y + A_L) = 273 \times (A_Y + A_L) \quad (9)$$

## (3) 加速阻力

起重機起動加速行駛時，需要克服其慣性力，即為加速阻力  $F_a$ ，通常以移動物體總重（起重機之重量  $W$  與額定負荷  $Q$  之和）的  $\alpha_1$  倍估算 [14]。

$$F_a = (W + Q) \times \alpha_1 \quad (10)$$

又依 CNS 之規定 [14]：

$$\alpha_1 = 0.008 \times \sqrt{V_1} \quad (11)$$

其中， $V_1$  為起重機縱向行駛最大速度，單位為 m/min，故起重機之加速阻力  $F_a$  可由起重機之總重及走行速度估計而得：

$$F_a = 0.008 \times \sqrt{V_1} \times (W + Q) \quad (12)$$

## (4) 縱向總力

起重機透過車輪加諸於鋼軌之最大縱向總力

$F_Y$ ，為以上滾動阻力  $F_R$ 、空氣阻力  $F_W$ 、加速阻力  $F_a$  之和，可表如下式。

$$\begin{aligned} F_Y &= F_R + F_W + F_a \\ &= (0.02 \sim 0.04) \times (W + Q) + 273 \times (A_Y + A_L) \\ &\quad + 0.008 \times \sqrt{V_1} \times (W + Q) \end{aligned} \quad (13)$$

### 2.3 軌道橫向受力分析

與起重機縱向力之估算法相同，唯將起重機桁架重量  $U$  刪去即可。故起重機的橫向滾動阻力  $F_R$  可將(6)式改寫為

$$F_R = (0.02 \sim 0.04) \times (G_0 + Q) \quad (14)$$

同理，起重機的橫向受風阻力  $F_W$  可依(9)式，唯其受風面積  $A_Y$  改取橫向迎風面積  $A_X$ ，則最大橫向空氣阻力為：

$$F_W = C_W \times q_W \times A_W = 273 \times (A_X + A_L) \quad (15)$$

同理，起重機之橫向加速阻力  $F_a$  可依(12)式，將起重機重量  $W$  改為吊運車重量  $G_0$ ，而吊運車橫行速度為  $V_2$ 。即

$$F_a = 0.008 \times \sqrt{V_2} \times (G_0 + Q) \quad (16)$$

所以起重機之最大橫向總力  $F_X$ ，為以上滾動阻力  $F_R$ 、空氣阻力  $F_W$ 、加速阻力  $F_a$  之和，如下式：

$$\begin{aligned} F_X &= F_R + F_W + F_a \\ &= (0.02 \sim 0.04) \times (G_0 + Q) + 273 \times (A_X + A_L) \\ &\quad + 0.008 \times \sqrt{V_2} \times (G_0 + Q) \end{aligned} \quad (17)$$

### 2.4 簡易估算法

依照 2.3 節之步驟，可依起重機之各項參數求出軌道所承受之鉛直力、縱向力與橫向力。但因起重機之種類、大小與用途等因素繁多，且設計初期許多參數尚不確定，精細之計算並不易求得，故一般在初始設計階段，常以設計便覽中之車輪所能承受之最大負荷為估算參考，可簡便的求出三方向之平均阻力，作為起重機之耐疲勞設計、計算與規劃依據，其經驗值概如下述。

#### (1) 鉛直力

一般縱行車輪最大負載發生在起重機額定負荷及吊運車移至極限位置時，為使設計業者較簡便估算車輪最大輪壓，將起重機額定負荷、跨距、車輪數目與車輪最大輪壓相關性繪製如圖 6 以方便使用者參考與查閱 [16]，並以  $W_1$  代表此單一車輪之最大輪壓。

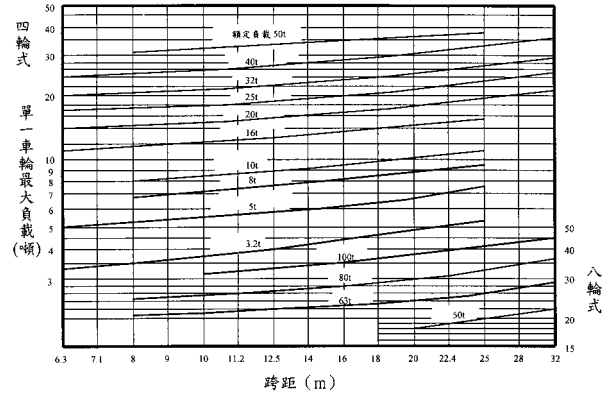


圖 6 四輪式與八輪式架空移動式起重機最大車輪負載圖 [16]

Fig. 6 Maximum wheel loading of 4 wheel and 8 wheel type overhead cranes [16]

#### (2) 縱向力

在耐疲勞設計之考量下，縱向力概因起重機之制動與加速所引起，經驗值取車輪最大負荷之  $\lambda$  倍為縱向力 [16]， $\lambda$  稱之為縱向力係數，一般取 0.15。

#### (3) 橫向力

同理，在耐疲勞設計之考量下，橫向力概取車輪最大負荷之  $\alpha$  倍為橫向力 [16]， $\alpha$  稱之為橫向力係數，一般取 0.1。

### 2.5 測試例

以下舉一例探討依參數計算方式與查圖方式所求出三方向阻力，並比較其差異性。

以某公司戶外型吊運堆積場木材之四輪式  $n = 4$  普通型架空移動起重機為例，略如圖 1，額定負荷  $Q = 5$  噸，跨距  $L = 18$  m，起重機離地高度 16 m，縱行最大速度  $V_1 = 100$  m/min，橫行最大速度  $V_2 = 40$  m/min，桁架高  $h = 0.965$  m，吊運車重心向兩端行走之極限距離為距縱行車輪中心線 2 m，該木材場之吊運作業時間率屬中度，負荷率甚輕。

#### 2.5.1 計算法

(1) 從圖 5 可查出起重機自重  $W$  (不包括額定負荷  $Q$ ) 約為 14 噸，由式(3)可得吊運車重量  $G_0 = (2.5 + 5)/5 = 1.5$  噸，所以桁架重量  $U = 14 - 1.5 = 12.5$  噸。依表 1 之中度作業時間率及輕負荷率，本例屬 I 型起重機，故依表 3 取衝擊係數  $\Psi = 1.1$  及作業係數  $M = 1$ 。又吊運車重心距車輪中心線 2 m，故  $L_1 = 18 - 2 = 16$  (m)。由式(2)可求單一車輪最大輪壓為：

$$\begin{aligned}
 P_{MAX} &= M \left\{ \frac{U}{n} + \Psi \left( \frac{2 \times (Q + G_0)}{n} \times \frac{L_1}{L} \right) \right\} \\
 &= 1 \times \left\{ \frac{12.5}{4} + 1.1 \times \left( \frac{2 \times (5 + 1.5)}{4} \times \frac{16}{18} \right) \right\} \\
 &= 6.3 \text{ (噸)} = 61740 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

- (2) 起重機總重量  $W_T$  為起重機自重  $W$  與吊重負荷  $Q$  之和，即  $W_T = W + Q = 14 + 5 = 19$  (噸) = 186200 (N)，滾動阻力係數取較保守值 0.04，查表 5 得  $A_L = 5$ ，將相關參數之數值代入式(13)求最大縱向力  $F_Y$  得：

$$\begin{aligned}
 F_Y &= 0.04 \times (W + Q) + 273 \times (A_Y + A_L) \\
 &\quad + 0.008 \times \sqrt{V_1} \times (W + Q) \\
 &= 0.04 \times (186200) + 273 \times (0.965 \times 18 + 5) \\
 &\quad + 0.008 \times \sqrt{100} \times (186200) \\
 &= 7448 + 6107 + 14896 \\
 &= 28451 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

- (3) 根據設計手冊 [17]，起重機之鞍架長度約為桁架長度之 1/4 到 1/3 之間，若取保守值 1/3 計算，滾動阻力係數亦取較保守值 0.04，將相關參數之數值代入式(17)求最大橫向力  $F_X$  得：

$$\begin{aligned}
 F_X &= 0.04 \times (1.5 + 5) \times 9800 + 273 \times (0.965 \times 18/3 + 5) \\
 &\quad + 0.008 \times \sqrt{40} \times (1.5 + 5) \times 9800 \\
 &= 2548 + 2945 + 3223 \\
 &= 8716 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

### 2.5.2 簡易估算法

由依 2.4 節之簡易估算法，額定負荷 5 噸與跨距 18m 之起重機，查圖 6 可得單一車輪最大負載約為  $W_1 = 6500\text{kg} (= 63700\text{N})$ ，其估計縱向總力以上述負載之 0.15 倍計算，得 9555N，估計橫向總力以上述負載之 0.1 倍計算，得 6370N。

比較上面兩種結果知，以計算法及簡易估算法所得單一車輪最大鉛直負荷約略相同，而縱向總力及橫向總力均為計算值較大。

## 3. 軌道壓板受力分析

縱向梁、軌道壓板與鋼軌等部分合稱軌道，如圖 7 所示，車輪在鋼軌踏面行走，其中鋼軌翼板與壓板斜面接觸，經由螺栓固定在縱向結構梁上。

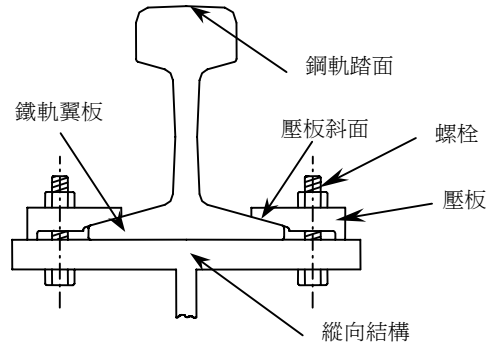


圖 7 軌道示意圖

Fig. 7 Pictorial drawing of rail assembly

在操作使用起重機過程中所產生三方向的力量，經鋼軌、壓板引導至縱向結構梁，唯起重機對鋼軌之作用力，是否可能使鋼軌產生滑動或翻倒之傾向，應先予分析討論。因一支鋼軌之標準長度約 9 ~ 12m，起重機軌道長度可從數十公尺到數百公尺長，鋼軌間以螺栓及兩塊魚尾板 (splice plate) 鎖固，連接固定鋼軌；或逕以鋼軌銲接成長軌，鋼軌被整排壓板固定在支撐結構鋼梁上，此時起重機施加於鋼軌之縱向力被整排壓板分擔，故作用於單一壓板之縱向力極為有限，且無使鋼軌翻倒之虞，可暫不估計。而鉛直力與橫向力則會使鋼軌變形影響鋼軌之滑動或翻倒機制，討論如下。

### 3.1 軌道之滑動或翻倒機制

鋼軌在受到起重機傳來的縱向負荷時，通常只有滑動之傾向，但在受到橫向力作用時，則因鋼軌底部支撐寬度並非極大，故有可能會先滑動或亦可能有先翻倒之傾向。如圖 8，若鋼軌受橫向力  $F_H$ ，而可能先向右邊滑動；但亦可能有先翻倒之傾向，即以 O 點為中心產生順時針方向翻轉。

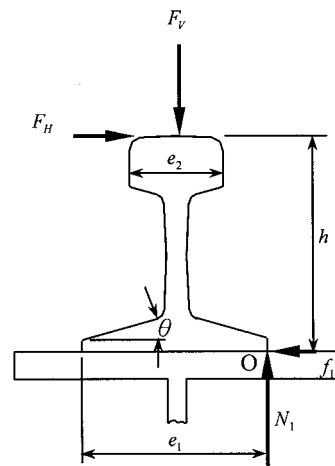


圖 8 軌道受橫向力示意圖

Fig. 8 Pictorial drawing of transverse loading applied on rail

圖 8 中之符號意義為

- $N_1$ ：縱向結構樑對鋼軌施加之正向力
- $F_H$ ：起重機所產生之橫向力
- $F_V$ ：單一車輪之輪壓
- $f_1$ ：縱向結構樑與鋼軌間摩擦力
- $e_1$ ：鋼軌寬 (mm)
- $h$ ：鋼軌高 (mm)
- $e_2$ ：車輪踏面寬

假設在最極端之狀況下，起重機所產生之橫向力為  $\alpha W_1$  ( $W_1$  為最大輪壓)，此時於各車輪振動、變形、移位、吊運車移動至起重機之極限位置等原因，單一車輪之最小輪壓可約略以  $W/n$  計算 ( $W$  為起重機自重， $n$  為縱行車輪數目)，此最小輪壓將導致最大鋼軌橫向移動，若先不考慮壓板之設置，則僅由鋼軌、車輪及支撐鋼軌底部之縱向結構樑間之受力關係，如圖 8 所示，可推導鋼軌之靜態受力平衡方程式如下：

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow f_1 = F_H = \alpha W_1 \quad (18)$$

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow N_1 = F_V = W/n \quad (19)$$

此時比較縱向結構樑與鋼軌間摩擦力  $f_1$  與最大摩擦力  $\mu N_1$  ( $\mu$  為縱向結構樑與鋼軌間靜摩擦係數)，可得兩種情形，述之如下。

- (1) 當  $f_1 > \mu N_1$  時，鋼軌將產生滑動，將之代入(18)及(19)式得：

$$\frac{1}{n} < \frac{\alpha W_1}{\mu \times W} \quad (20)$$

- (2) 當  $f_1 \leq \mu N_1$  時，鋼軌將不會滑動：

$$\frac{1}{n} \geq \frac{\alpha W_1}{\mu \times W} \quad (21)$$

其次當分析鋼軌是否有翻倒之傾向，對 O 點取力矩，若  $\Sigma M_O \geq 0$  則鋼軌有翻倒之虞，如圖 8，若  $F_H$  取最大值  $\alpha W_1$  及  $F_V$  取最小值  $W/n$  時，最易翻倒，即

$$\alpha \times W_1 \times h - \frac{W}{n} \times \frac{e_1}{2} \geq 0$$

即是 
$$\frac{2 \times \alpha \times W_1 \times h}{W \times e_1} \geq \frac{1}{n} \quad (22)$$

反之，若  $\Sigma M_O < 0$  則鋼軌無翻倒之虞。

依照 CNS 1150 及 3268 標準 [18,19]，鋼軌之高度與底面寬度相等，即  $e_1 = h$ ，踏面寬為底面寬之半，即  $e_2 = e_1/2$ ，則將  $e_1 = h$  代入(20)至(22)式，並可並簡化為：

將產生滑動：
$$\frac{\mu \times W}{n \times W_1} < \alpha \quad (23)$$

不產生滑動：
$$\frac{\mu \times W}{n \times W_1} \geq \alpha \quad (24)$$

有翻倒之傾向：
$$\alpha \geq \frac{W}{2 \times W_1 \times n} \quad (25)$$

(23)至(25)式中， $\alpha$  為橫向力係數，可視為橫向推動鋼軌之力，而  $\frac{\mu \times W}{n \times W_1}$  與  $\frac{W}{2 \times W_1 \times n}$  則為滑動抵抗與翻倒抵抗。

若以一具有四只縱行車輪之室內架空起重機為例，再由 2.4 節，橫向力係數為  $\alpha = 0.1$ ， $W = 14000$  (kg)、 $W_1 = 6500$  (kg)，並取鋼軌與縱向支撐結構樑間之靜摩擦係數  $\mu$  介於 0.14 與 0.41 之間 [17]，由式(25)可知，除非在極端之情況下，鋼軌翻轉之可能性極低，即使有翻轉之虞，其翻轉力矩亦極小，故一般均假設鋼軌受力後僅產生側向滑動。

### 3.2 滑動情況 | 壓板之受力分析

軌道之安裝係先將鋼軌鋪直與定位，再以扭力扳手施加一定扭矩於螺栓上，使螺栓產生期望的預加負荷  $F_t$ ，以便壓板能固定住鋼軌，一右壓板之正視及俯視形狀尺寸如圖 9 所示。

當施加此預加負荷  $F_t$  時，右壓板與鋼軌翼板接觸斜面間產生正向壓力，暫以一集中力  $F_2$  表示，此時若鋼軌如圖 8 般受一向右之橫向力，則壓板在接觸斜面上亦同時承受一摩擦力  $f_2$ 。在壓板與支撐結構鋼樑之接觸面間亦同時產生一平衡反作用力  $N_0$  及摩擦力  $f_0$ 。圖 9 中  $\theta$  為壓板斜面之角度，與鋼軌翼板角度相同，標準角度均為  $13^\circ$ ， $t_1$ 、 $t_2$ 、 $c_1$ 、 $b_1$ 、 $b_2$ 、 $b_3$ 、 $b_4$  均為壓板相關尺寸，單位均為 mm。

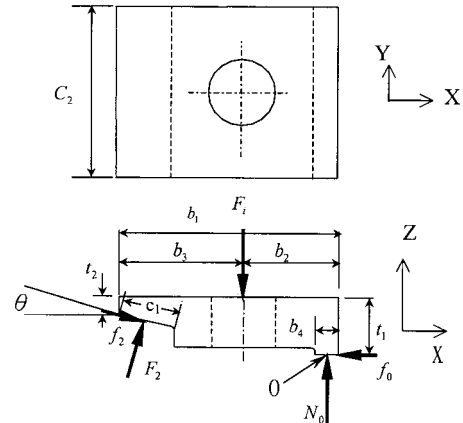


圖 9 軌道右壓板之受力及幾何形狀示意圖  
Fig. 9 Loading and geometric shape of right-handed rail clip



僅以左、右兩只壓板自鋼軌兩側之翼板向下壓持，在鋼軌與支撐結構鋼樑間達臨界摩擦情況之下，假設左、右兩只壓板對於鋼軌翼板之壓持力各需為  $F_2$  (均以集中力表示)，且壓板與鋼軌翼板間亦均達臨界摩擦情況，即摩擦力均達臨界值： $\mu N$ 、 $\mu F_2$ ，如圖 10 所示之受力模式(一)。

在壓板抵抗鋼軌側滑之臨界狀態，鋼軌與支撐結構鋼樑及兩相對壓板間之臨界摩擦力 ( $\mu N$  及  $\mu F_2$ ) 之合力應等於起重機對鋼軌之側向推力，由圖 10 之力平衡可得：

$$\mu \times (W/n + 4F_2 \cos \theta) = \alpha \times W_1 \quad (26)$$

整理上式可得：

$$F_2 = \frac{1}{4 \cos \theta} \times \left( \frac{\alpha W_1}{\mu} - \frac{W}{n} \right) \quad (27)$$

其次，再核算軌道壓板之受力，將壓板斜面之受力視為臨界摩擦狀態，即  $f_2 = \mu F_2$ ，則如圖 11，鋼軌左、右之兩片壓板，應各獨立分析其受力狀態。

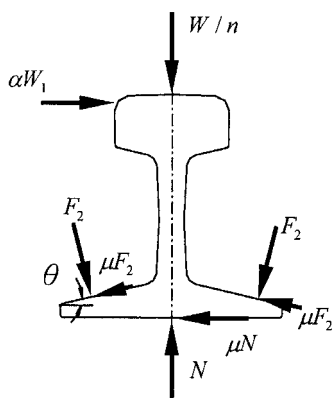


圖 10 鋼軌受橫向力之模式 (一)

Fig. 10 Traverse load applying mode I for rail

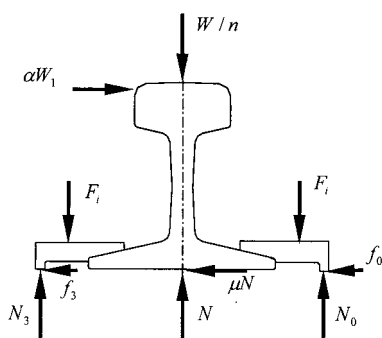


圖 11 鋼軌及左右壓板受橫向力之模式 (一)

Fig. 11 Traverse load applying mode I for rail and clips

先選取右方之壓板分析，依圖 9 之右壓板受力圖，將  $f_2$  以  $\mu F_2$  取代，並對 O 點取力矩，可得  $F_i$ ：

$$F_i = \frac{1}{(b_2 - b_4/2)} \left[ F_2 \cos \theta \left( b_1 - \frac{b_4}{2} - \frac{c_1}{2} \cos \theta \right) + F_2 \sin \theta \left( t_1 - t_2 - \frac{c_1}{2} \sin \theta \right) - \mu F_2 \sin \theta \left( b_1 - \frac{b_4}{2} - \frac{c_1}{2} \cos \theta \right) + \mu F_2 \cos \theta \left( t_1 - t_2 - \frac{c_1}{2} \sin \theta \right) \right] \quad (28)$$

再依圖 9 取力平衡，可得  $N_0$  及  $f_0$ ：

$$N_0 = F_i + \mu F_2 \sin \theta - F_2 \cos \theta \quad (29)$$

$$f_0 = \mu F_2 \cos \theta + F_2 \sin \theta \quad (30)$$

此時當再核算 O 點之摩擦係數是否超過臨界值，即是  $f_0/N_0$  是否小於  $\mu$ 。若小於，則表示壓板與支撐結構鋼樑間並無相對滑動，即是壓板能抵擋鋼軌之側滑。若  $f_0/N_0$  大於  $\mu$ ，則表示壓板在 O 點已發生滑動，亦即是先前假設鋼軌翼板與壓板間已先達到臨界摩擦情況並不正確。

依同樣之方式分析左方之壓板，並檢查其與鋼軌之接觸面及其與支撐結構鋼樑之接觸面是否達到臨界摩擦情況，並視結果檢討修正壓板之受力模型。

由以上之程序可解得軌道壓板之受力情況，並可進一步以有限元素法分析壓板之應力分佈情況。

延續第 2.5 節之測試例，仍選取 5t × 18m 四輪 (n = 4) 架空移動起重機，其中起重機重量 W = 14 噸、吊重 Q = 5 噸、使用鋼軌為 A.S.C.E 30lb、其相關尺寸依中國國家標準 [18,19]，可查得如圖 8 之尺寸為： $e_1 = h = 79\text{mm}$ 、 $\theta = 13^\circ$ ，車輪最大輪壓可由圖 6 查出為  $W_1 = 6.5$  噸 (63700N)，選用壓板之相關尺寸如圖 9： $b_1 = 58\text{mm}$ 、 $b_2 = 22\text{mm}$ 、 $b_3 = 36\text{mm}$ 、 $b_4 = 6\text{mm}$ 、 $t_1 = 19\text{mm}$ 、 $t_2 = 9.5\text{mm}$ 、 $c_1 = 24\text{mm}$ 、 $c_2 = 50.8\text{mm}$ ，以疲勞設計為依據，取橫向力係數  $\alpha = 0.1$ ，靜摩擦係數取保守值  $\mu = 0.14$ 。

依以上設定之數據，假設鋼軌受橫向力後會相對於壓板及支撐結構鋼樑先達到臨界摩擦情況，即所有與鋼軌接觸之面均達到臨界摩擦情況，如圖 10 所示。則將以上數據代入(27)式可得  $F_2 = 2874$  (N)；其次推算右壓板受力情形，如圖 9 所示，其中壓板斜面已達臨界摩擦情況，即  $f_2 = \mu F_2$ 。將  $F_2$  之值代入(28)式，可得  $F_i = 6548$  (N)；再將  $F_2$  與  $F_i$  之值代入(29)與(30)式，可得  $N_0 = 3838$  (N) 及  $f_0 = 1039$  (N)；此時檢驗  $f_0/N_0$

之值為 0.27，遠高於假設之臨界摩擦係數  $\mu = 0.14$ ，亦即是右壓板在右下方 O 接觸面已先造成滑動，且無法提供超出臨界摩擦情況之摩擦力，即鋼軌與右壓板接觸斜面會先達到臨界摩擦情況之假設有誤。故鋼軌與壓板抵抗橫向滑動之模型應改為：鋼軌翼板與右壓板間未達臨界摩擦情況之前，右壓板與支撐結構鋼樑間已先達到臨界摩擦情況，即  $f_0 = \mu N_0$ ，此時可假設鋼軌翼板與右壓板間以類似一銷所結合，可傳遞力  $f_2$  及  $F_2$ ，但不能傳遞力矩。

接著再推算左壓板受力情形，如圖 12 所示，其中假設鋼軌翼板與左壓板斜面間已達臨界摩擦情況，即  $f_2 = \mu F_2$ 。其與右壓板所不同者，僅為摩擦力  $f_2$  之方向不同。

將以上已算出之  $F_2$  值代入(28)式，並將式中含  $\mu F_2$  項之符號正負改變，即可得左壓板之  $F_i = 6680$  (N)；再將  $F_2$  與  $F_i$  之值代入(29)與(30)式，將  $f_0$  及  $N_0$  改為  $f_3$  及  $N_3$ ，並將含  $\mu F_2$  項前之正負號改變，即可得  $N_3 = 3789$  (N) 及  $f_3 = 254$  (N)；此時檢驗  $f_3/N_3$  之值為 0.067，低於假設之臨界摩擦係數  $\mu = 0.14$ ，亦即是左壓板在左下方與支撐結構鋼樑間之接觸面仍有足夠之摩擦力抵抗滑動，故鋼軌與左壓板斜面間會先達到臨界摩擦情況之假設無誤。

故鋼軌與壓板抵抗橫向滑動之模型應改為：鋼軌與右壓板係一體滑動，而左壓板與支撐結構鋼樑則為一體，且不滑動，如圖 13 所示，且稱之為受力模式(二)，其中 R 所指之小圓圈即為一銷之假設符號，壓板與鋼軌翼面間僅有力之傳遞，而無力矩之傳遞。

為簡化尺寸，圖 13 中之尺寸可對照圖 9 而得

$$t_4 = t_1 - t_2 - 0.5 c_1 \sin 13^\circ = 6.8 \text{ (mm)}$$

$$b_5 = 0.5 c_1 \cos 13^\circ = 11.69 \text{ (mm)}$$

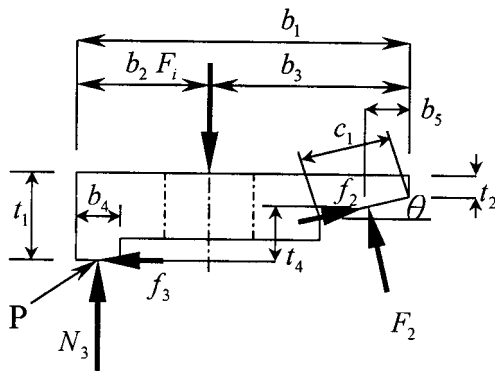


圖 12 鋼軌左壓板之受力及幾何形狀示意圖  
Fig. 12 Loading and geometric shape of left-handed rail clip

若右壓板在  $N_0$  之正向力作用下先達到臨界摩擦情況，即摩擦力達到  $\mu N_0$ ，則對 R 點（接觸面中央位置之類似銷合點）取力矩平衡，並參照圖 9 之尺寸，可得：

$$F_i = \frac{1}{(b_3 - b_5)} \times \left[ N_0 \times \left( b_1 - \frac{b_4}{2} - b_5 \right) - \mu N_0 \times t_4 \right] \quad (31)$$

因鋼軌在 R 點對右壓板之作用力為  $F_2$  與  $f_2$ ，如圖 9 所示，故可得右壓板之受力平衡方程式為：

$$F_2 \sin \theta - \mu N_0 + f_2 \cos \theta = 0 \quad (32)$$

$$F_2 \cos \theta - f_2 \sin \theta - F_i + N_0 = 0 \quad (33)$$

由(31)至(33)式可得到 4 個未知參數  $F_i$ 、 $F_2$ 、 $f_2$ 、 $N_0$  之比例關係，即：

$$F_i = 1.742 N_0 \quad (34)$$

$$F_2 = 0.755 N_0 \quad (35)$$

$$f_2 = 0.0306 N_0 \quad (36)$$

核對  $f_2/F_2$  之值為 0.04，小於靜摩擦係數 0.14，表示受力模式(二)之假設正確。

將此右壓板之力  $F_2$  與  $f_2$  反作用於鋼軌，則可得鋼軌之受力平衡方程式：

$$\alpha W_1 + F_2 \sin \theta - \mu F_2 \cos \theta - \mu N - F_2 \sin \theta - f_2 \cos \theta = 0 \quad (37)$$

$$W/n - N + F_2 \cos \theta + \mu F_2 \sin \theta + F_2 \cos \theta - f_2 \sin \theta = 0 \quad (38)$$

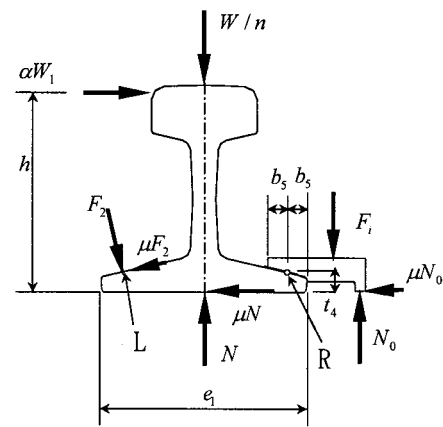


圖 13 鋼軌及右壓板之受力模式(二)  
Fig. 13 Traverse load applying mode II for rail and right-handed clip

將(34)至(36)式代入(37)(38)式，可得：

$$0.133N_0 + 0.14N = 6370 \quad (39)$$

$$1.488N_0 - N = -34300 \quad (40)$$

解(39)(40)式可得

$$N_0 = 924.5 \text{ (N)}, \quad N = 35675 \text{ (N)}$$

再將  $N_0$  及  $N$  之值代回(34)至(36)式，得

$$F_i = 1610 \text{ (N)}, \quad F_2 = 698 \text{ (N)}, \quad f_2 = 28 \text{ (N)} \quad (41)$$

左壓板之受力，參照圖 12，因壓板斜面已達臨界摩擦情況，故可得  $f_2 = \mu F_2$  且  $F_i$  為相同之預加負荷。

因鋼軌在 L 點對左壓板之作用力為  $F_2$  與  $\mu F_2$ ，如圖 13 所示。由圖 12 可得左壓板之正向力  $N_3$  與摩擦力  $f_3$  為

$$f_3 = \mu F_2 \cos \theta - F_2 \sin \theta \quad (42)$$

$$N_3 = F_i - F_2 \cos \theta - \mu F_2 \sin \theta \quad (43)$$

代入已知數據解(42)(43)式，可得  $f_3 = -61.8 \text{ (N)}$ ，負號表示  $f_3$  摩擦力方向假設錯誤應反方向， $N_3 = 908$

(N)。再檢驗  $f_3/N_3 = 0.068$ ，小於靜摩擦係數 0.14，故知左壓板之力學模型假設無誤。

以上經過試誤之演算，可得左右壓板之正確滑動模式，即何處先達到臨界摩擦情況，方可解得正確之受力。

#### 4.1 壓板選用

一般軌道壓板有各種不同形態，隨不同廠家所製造生產的壓板，其大小、形狀、尺寸、固定方式不一，其選用規格亦各不相同。如圖 14，Gantrex 公司壓板 [3] 如圖(D)、(F) 係以車輪最大橫向力、縱向樑尺寸寬及壓板可調整範圍等條件為選用依據；Atlantic Track & Turnout 公司壓板如圖(A)、(B)、(I)，係以所使用起重機的鋼軌符合 AREA、ARA-A 及 ASCE 標準，按照其編號範圍大小，選用該公司所建議的壓板。但各廠牌壓板對本身能承受之應力均無描述，使用者僅能依據廠家目錄規格選用適合尺寸需求的壓板。

市面壓板種類繁多，一般常見壓板由壓板本體、基座與螺栓鎖緊機構組成，其固定在支撐結構鋼樑之方式分為銲接或螺栓固定兩種。今仍以 5 噸普通型架空起重機為例，將先前演算出之壓板受力，施加於如圖 15 所示之壓板。

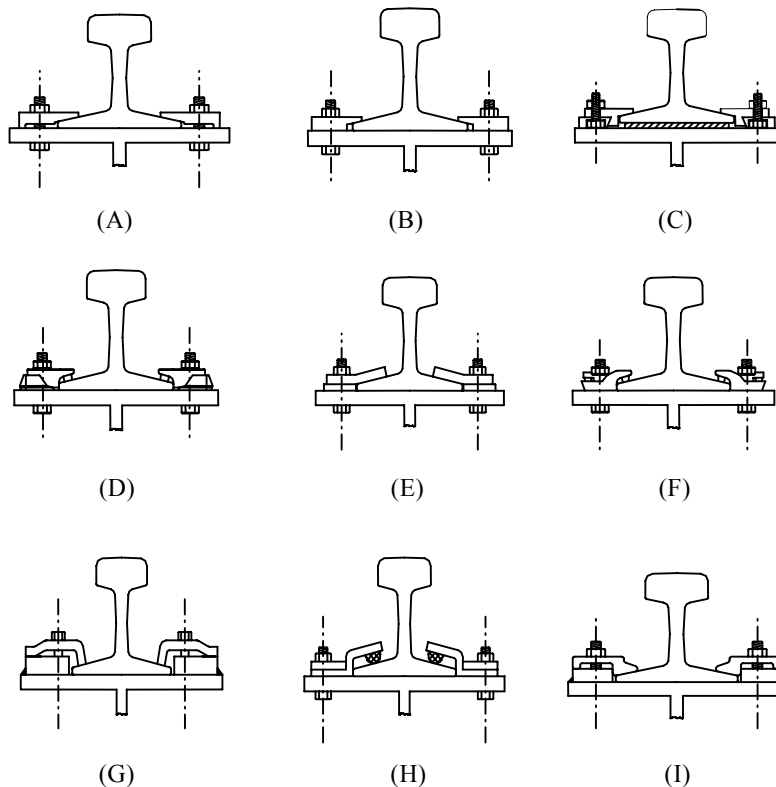


圖 14 各種類型壓板之裝配型態

Fig. 14 Rail clips in different type and assembly

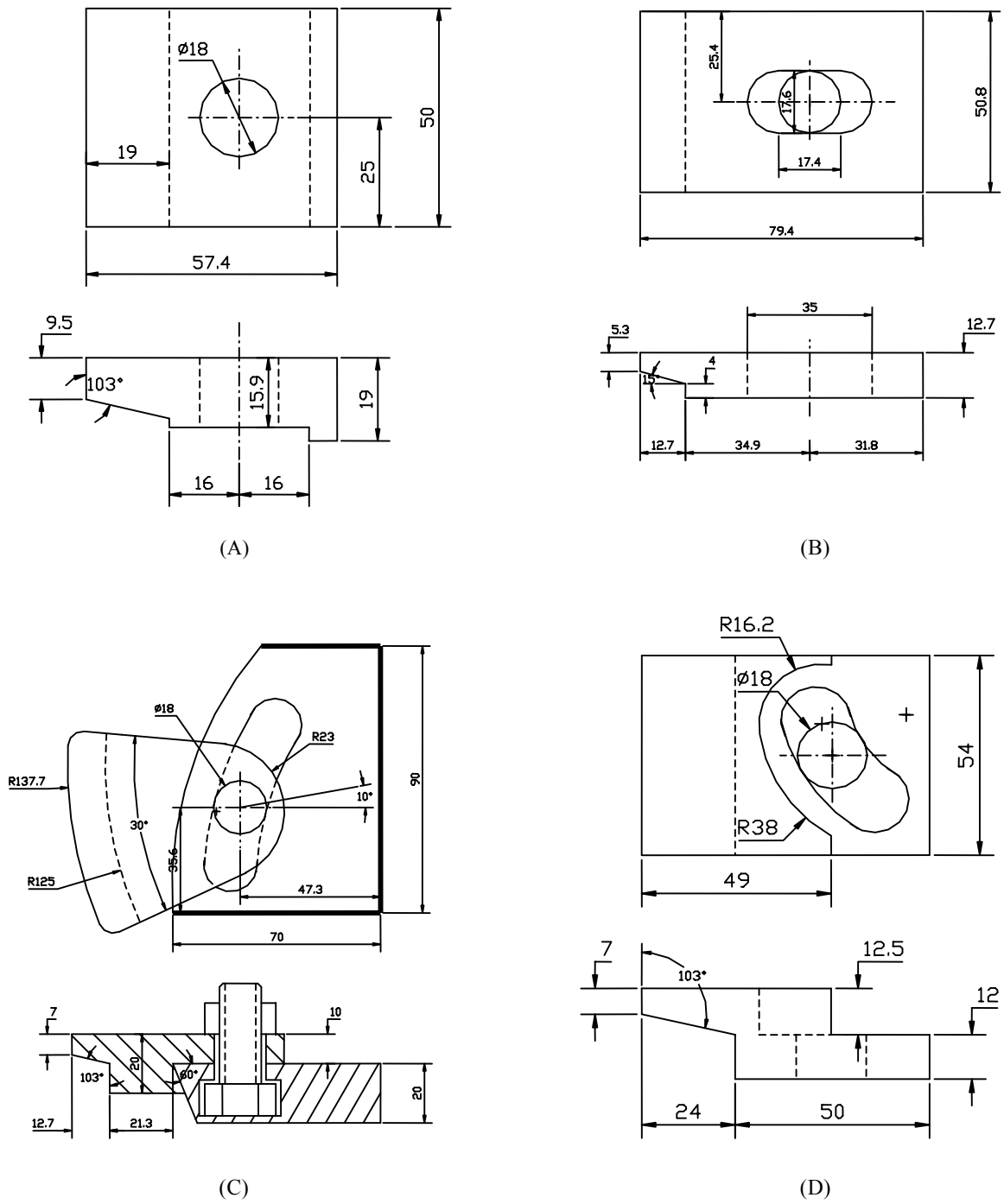


圖 15 四種壓板形狀及尺寸圖 (單位: mm)  
 Fig. 15 Four types of rail clips with dimensions (unit: mm)

圖 15(A) 為 Atlantic Track & Turnout 公司型錄中建議使用之編號 NO. 103 [4] 的壓板稱為 Atlantic 型。圖 15(B) 為一般常見壓板，並無品牌，亦欠型錄，僅依照市場習慣所使用的壓板稱為一般型。圖 15(C) 為較特殊壓板，由劉正良所創作之可調式弧形壓板 [21] 稱為可調型，選取 M16-U1 編號作分析，其底板粗線位置表銲接部分。圖 15(D) 為 Gantrex 公司所設

計的特殊壓板 [3]，以起重機縱向鋼軌斷面形狀尺寸，對照該規範中建議使用編號 4116/10/27/12 的壓板稱為 Gantrex 型。

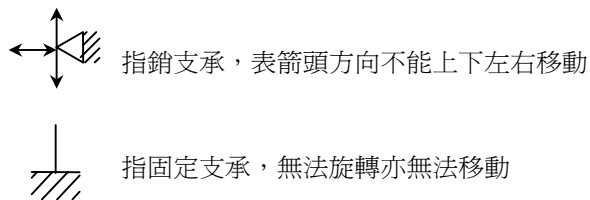
#### 4.2 壓板應力分析

依前述之測試例中，將車輪最大負荷及四種不同

壓板尺寸代入相關各公式中演算，得到各型態壓板所受之外力，並代入有限元素法套裝軟體 ANSYS 分析，其中壓板彈性模數 (modulus of elasticity) 為  $E = 207000\text{N/mm}^2$ 、鮑生比 (Poisson's ratio) 為  $\nu = 0.3$ 。壓板本體以 SOLID45 (用於 3-D 實體結構，元素由八個節點組成，節點具有三個自由度，元素具有應力、應變等特性) 建構、螺栓以 LINK8 (用於 3-D 之二力構件，元素由二個節點組成僅承受軸向之張力及壓縮力，每個節點有三個自由度) 及接觸面以 CONTACT52 (用於 3-D 點對點接觸元素，每個節點有三個自由度)

模擬分析，其相關邊界描述如圖 16 所示。

圖中之符號，如下所示。



四種型態壓板應力分佈狀況之俯視及仰視圖，分別如圖 17 及圖 18 所示。

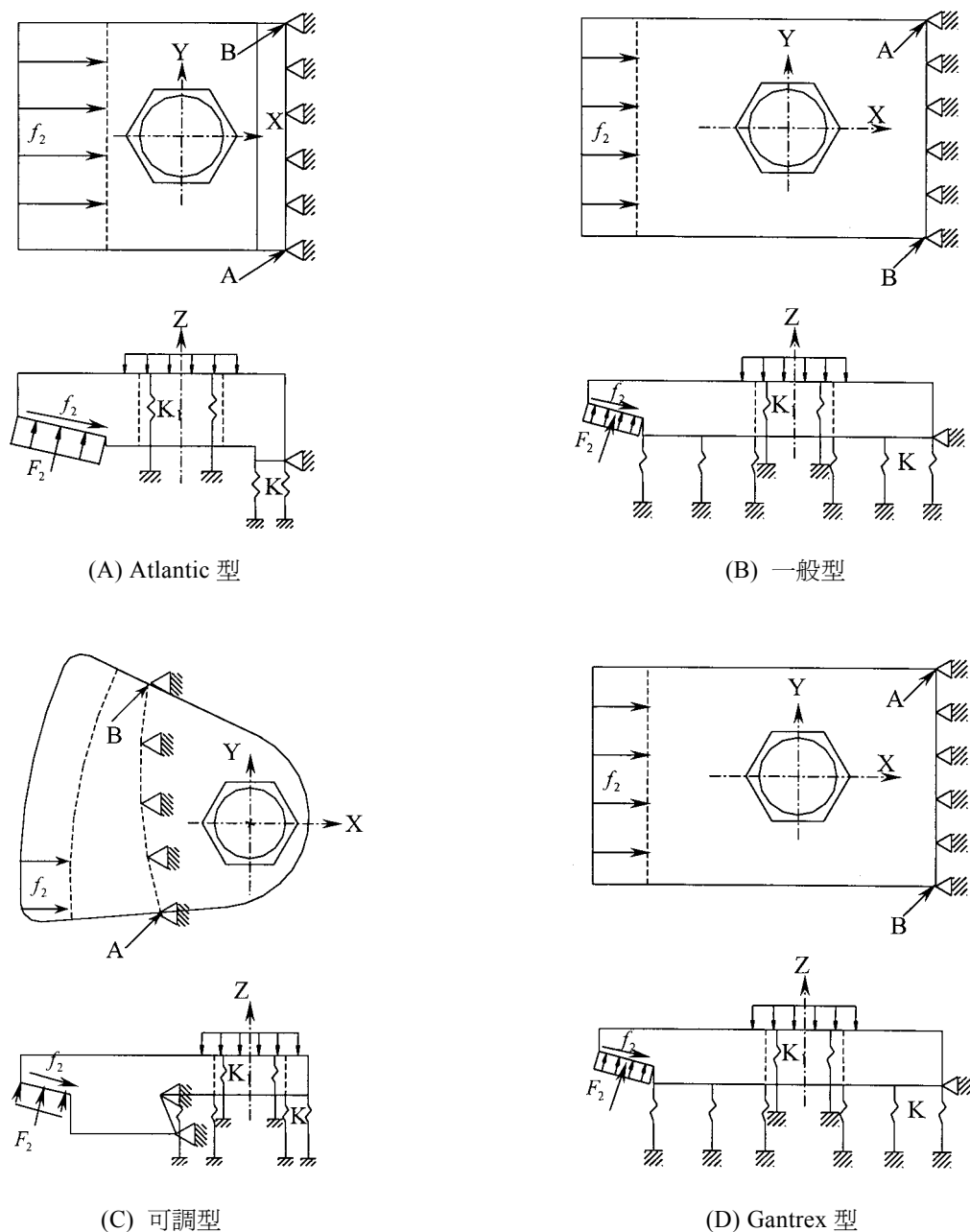


圖 16 四種壓板型態外力與邊界情況描述圖

Fig. 16 Applied forces and boundary conditions of 4 types of rail clips

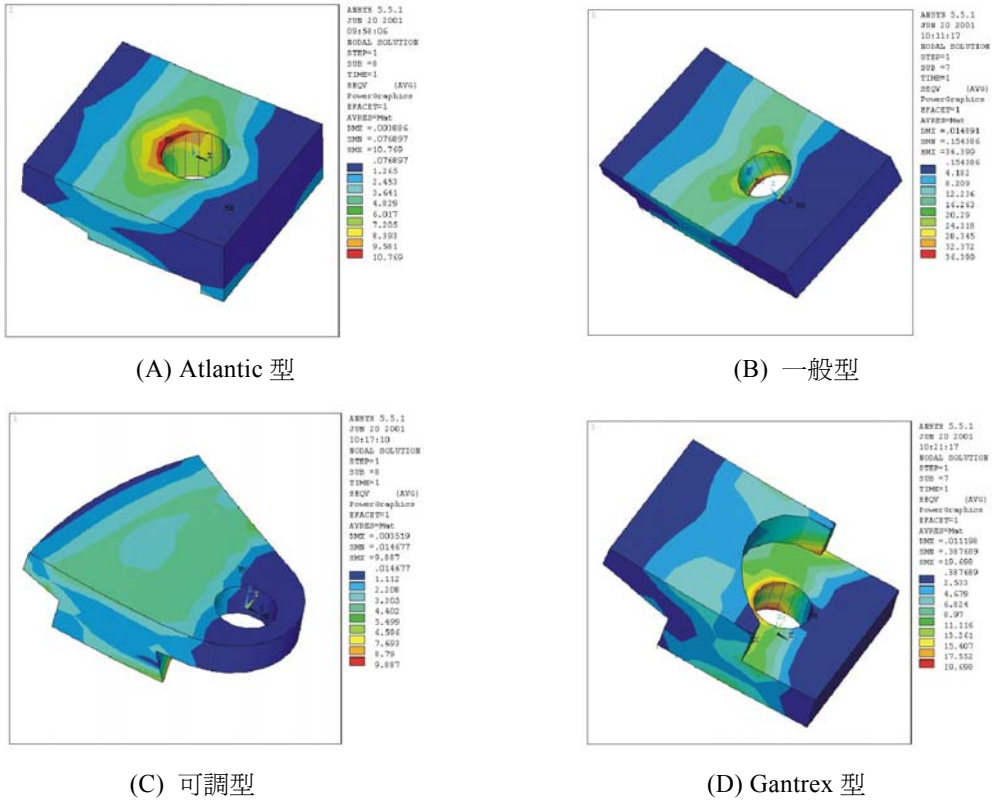


圖 17 壓板應力分析俯視圖  
Fig. 17 Stress distribution view from top

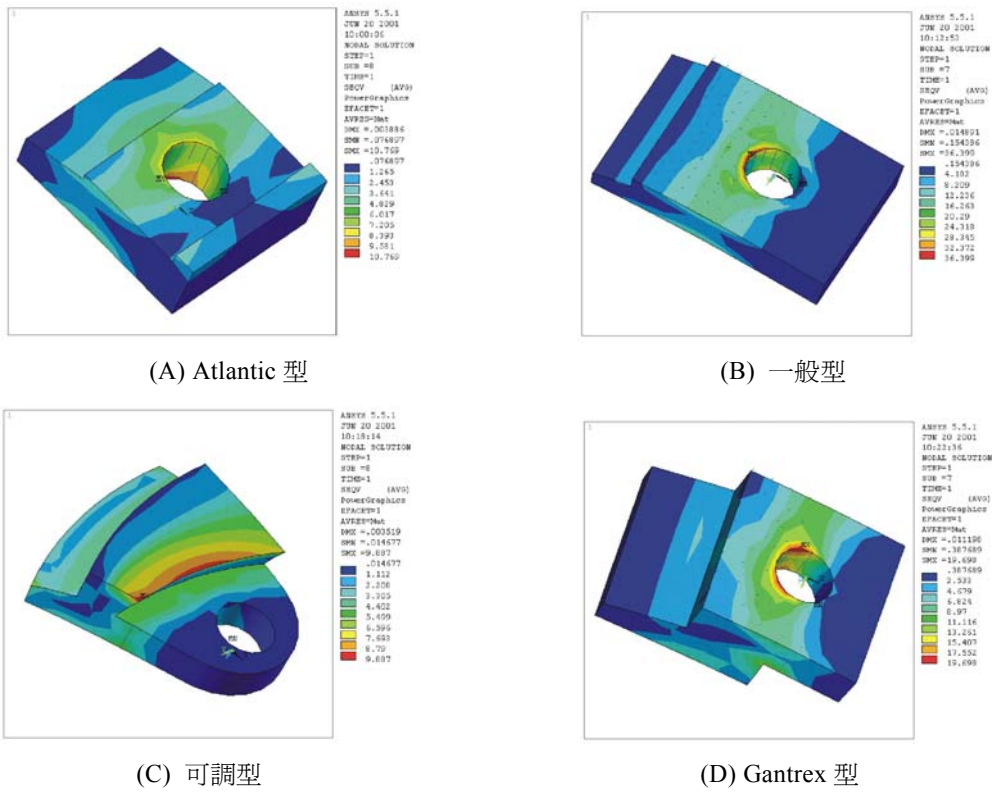


圖 18 壓板應力分析仰視圖  
Fig. 18 Stress distribution view from bottom

表 6 為 A、B、C 及 D 四種壓板在各方向之最大應力及最大合成應力。

軌道壓板常用之鋼材有鑄鋼、鍛鋼、合金鋼等，其耐疲勞強度各不相同，一般而言，鑄鋼 SC46 約為 110MPa、鍛鋼 SF55 約為 140MPa、合金鍛鋼 SFCM80 約為 200MPa [17]，故可依分析出之應力值予以選用適當之材質。

軌道壓板之應力安全性分析，應由起重機所受之負荷，推算出鋼軌之受力，進而建立軌道壓板所受之外力，再藉由有限元素法求其應力，方能判斷壓板之安全性，因此，本研究將其步驟流程歸納如圖 19。

表 6 壓板之各方向及合成最大應力  
Table 6 Maximum stresses of rail clips

應力 \ 型態		Atlantic 型	一般型	可調型	Gantrex 型
$S_x$	最大拉應力	7.8MPa	22.4MPa	12.1MPa	16.5MPa
	最大壓應力	8.9MPa	24.9MPa	4.3MPa	15.1MPa
$S_y$	最大拉應力	8.3MPa	27.7MPa	4.0MPa	10.3MPa
	最大壓應力	12.3MPa	21.1MPa	1.7MPa	15.3MPa
$S_z$	最大拉應力	5.5MPa	32.6MPa	3.5MPa	7.9MPa
	最大壓應力	15.6MPa	22.2MPa	5.0MPa	21.4MPa
$S_{EQV}$	最大等效應力	10.8MPa	36.4MPa	9.9MPa	19.7MPa

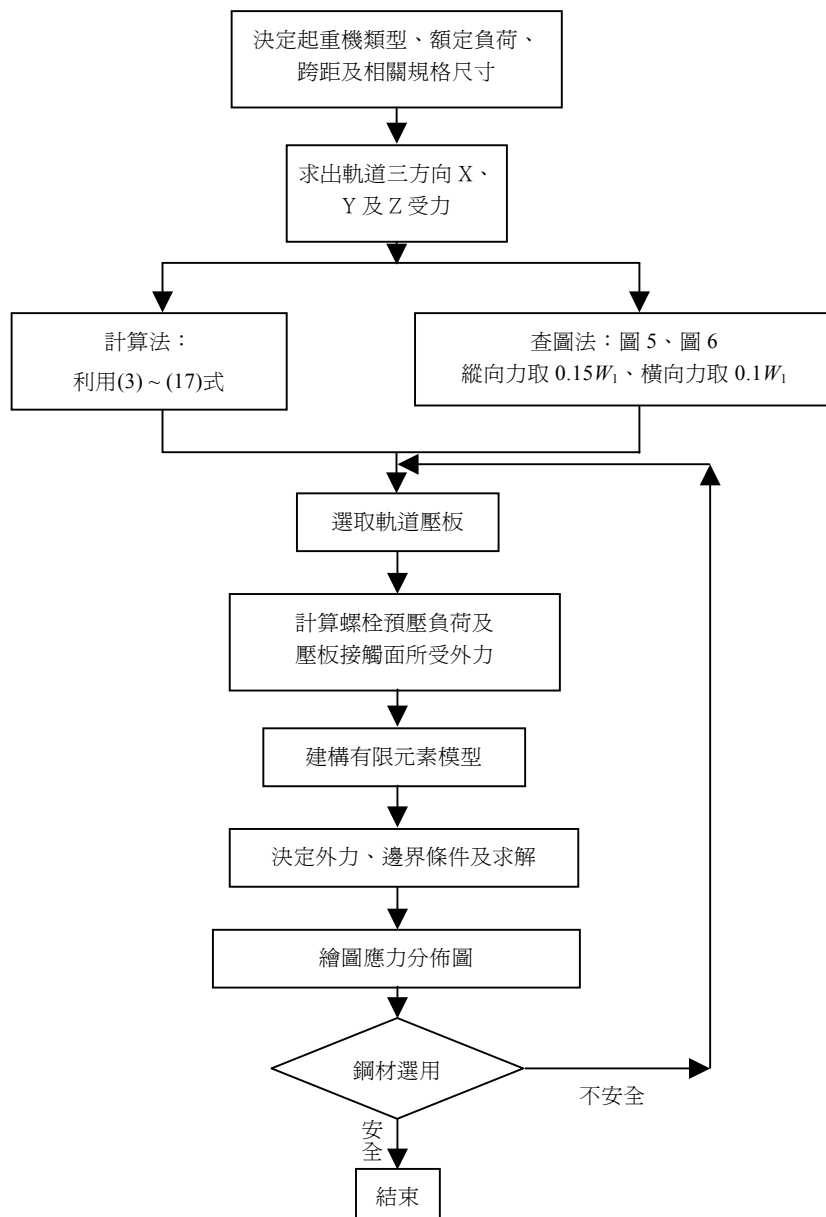


圖 19 壓板應力分析流程圖  
Fig. 19 Flowchart of rail clip analysis

## 6. 結 論

本研究以分析法及查圖法估算起重機之自重及所受外力，進而轉換成軌道在縱向、橫向及鉛直三方向之受力，隨後推導出起重機軌道壓板所受之外力及可能之滑動模式，再藉由套裝軟體 ANSYS 建構分析模型，求出壓板各部位之應力，並以市售壓板為例，實際估算其應力，提供給壓板相關業者參考或為制定工業規範或國家標準之依據。

本研究並依上述之方法分析四種不同類型之壓板，得到可調整型壓板之等效應力為最低，亦即安全係數為最高者。

## 參 考 文 獻

- [1] 須藤敏男、石川七男著，張兆豐譯，*起重機之設計製圖*，臺隆書店，台北市，1983年。
- [2] 真島卯太郎著，沈頌文譯，*起重機設計法*，啓學出版社，台北市，1978年。
- [3] Gantrex Ltd. Catalogue, Series 4000, 4116/10 clip, N.Y., 1994.
- [4] Atlantic Track & Turnout Co. Catalogue, *The Crane Rail Book*, N.Y., 1992.
- [5] 賴永坤，高速鐵路鋼軌與列車共振問題之分析研究，國立台灣大學造船海洋所碩士論文，台北市，1994年。
- [6] 鐵路鐵軌夾具，中華民國專利，公告第 203924 號，1993年。
- [7] Railway rail-fastening clip and assembly, U.S. patent 5718376, 1998.
- [8] Fastening railway rails, U.S. patent 5735458, 1998.
- [9] Resilient railway fastening clip resisting loosening or removal, U.S. patent 5820021, 1998.
- [10] Rail fastening system for fastening a rail to a rail support and assembly including such rail fastening system coupled to the rail support, U.S. patent 57865370, 1999.
- [11] CNS 中國國家標準，總號 5510，起重機名詞 (1. 起重機之種類)，1980，第 2-3 頁。
- [12] CNS 中國國家標準，總號 5675，起重機名詞 (2. 起重機之規格明細)，1980，第 1-2 頁。
- [13] CNS 中國國家標準，總號 5678，起重機名詞 (5. 起重機之構造部分)，1980，第 1 頁。
- [14] CNS 中國國家標準，總號 6426，起重機鋼結構部分之計算標準，1980，第 2-6 頁。
- [15] 徐顯主編，*機械設計手冊*，建宏出版社，第一卷，第七篇，1994年，第 7-20 頁。
- [16] CNS 中國國家標準，總號 6543，架空移動起重機，1980年，第 10-11 頁。
- [17] 小栗富士雄，小栗達男著，張兆豐主編，*標準機械設計圖式便覽*，增補二版，臺隆書店，臺北市，1984年，第 24-1-24-22 頁。
- [18] CNS 中國國家標準，總號 1150，輕型鋼軌，1959年，第 1 頁。
- [19] CNS 中國國家標準，總號 3268，普通鋼軌，1971年，第 5-6 頁。
- [20] 可調式弧形軌夾，中華民國專利，公告第 243893 號，1994年。
- [21] J. E. Shigley and C. R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill Book Company, 1989, fifth edition, pp. 325-357.



劉正良 (Cheng-Liang Liu) 台大機械系教授。民國 39 年生。成大機械系學士，清大動力機械所碩士，英國曼徹斯特機械研究所博士。機械製造高考及格。曾任製造工程師、設計課長、廠長、研發專員、講師、副教授等職。





**鍾添東 (Tien-Tung Chung)** 台大機械系副教授。民國 42 年生。清華大學動力機械系學士，台灣大學機械所碩士，台灣大學機械所博士。曾任設計工程師、助教、講師等職。



**蔡超群 (Chao-Chau Tsai)** 台灣大學機械工程研究所碩士。民國 56 年生。台灣工業技術學院機械工程系學士。機械工程高考及格。現任職於台灣電力公司。

---

收稿日期 91 年 4 月 20 日、修訂日期 91 年 5 月 20 日、接受日期 91 年 5 月 20 日  
Manuscript received April 20, 2002, revised May 20, 2002, accepted May 20, 2002